

USO DE LA ENERGÍA SOLAR COMO FUENTE TÉRMICA PARA EL FUNCIONAMIENTO DE UN REFRIGERADOR POR CICLO DE ABSORCIÓN AMONÍACO-AGUA

A. Busso¹, O. Esquivel*, N. Sogari¹, J. Franco²

¹ G.E.R – Grupo en Energías Renovables – FaCENA – UNNE

Campus Libertad – Av. Libertad 5460 – 3400 Corrientes

Tel: +54 3783 473931 int. 129 / Fax: +54 3783 473930/ e.mail: ajbusso@exa.unne.edu.ar

² – INENCO – UNSa. – Av. Bolivia 5150 – A4408FVY – Salta. francoj@inenco.net

RESUMEN: Este trabajo presenta el estudio de factibilidad experimental para la integración de un concentrador solar y un refrigerador por ciclo de absorción de amoníaco-agua. Los resultados muestran que la potencia mínima para que el ciclo funcione es de 120 W en concordancia con lo reportado por el fabricante. De igual modo, se establece que el ciclo se mantiene operativo aún con una caída del 40% en la potencia de alimentación. Se determinó un COP_{real} experimental de 0.18 para el ciclo. El ajuste del modelo termodinámico empleado y los datos experimentales permitieron determinar que la presión de trabajo del ciclo es de 25 bar y las concentraciones rica y pobre de la solución amoniacal es de 30% y 15% respectivamente. Se verificó que el sistema de concentración tiene la capacidad de proveer la potencia y la temperatura requeridas por el ciclo para funcionar. Se encontró también que la respuesta del sistema es muy dependiente del correcto enfoque con tiempo máximo de reenfoque de 5 min. La eficiencia promedio del sistema de concentración se estableció en 30%.

Palabras clave: refrigeración solar, preservación de alimentos, concentrador solar, ciclo de refrigeración amoníaco-agua

INTRODUCCIÓN

La refrigeración por absorción se presenta como una opción para los sistemas de refrigeración con propósitos de preservación de productos o de climatización con propiedades termodinámicas interesantes. En este contexto, el ciclo de absorción Agua-Amoníaco (H₂O-NH₃) es una tecnología que se remonta a los años 1920, en que se patentó y comercializó en Estados Unidos y Canadá un dispositivo denominado “Heladera Icy-Ball” [1]. El avance tecnológico dio paso a la integración de los componentes en una heladera de uso generalizado en zonas rurales en las que normalmente el quemador es activado por kerosén o gas pero existen adaptaciones que utilizan biomasa [2]. Por otro lado, las bajas a moderadas temperaturas necesarias para la operación del mismo y la independencia de fuentes de energía eléctrica hacen del ciclo de absorción un buen candidato para ser usado en conjunto con energía solar.

En una Comunicación anterior (Esquivel *et al.*, 2006), los autores expusieron, en un marco puramente teórico, los resultados de la evaluación técnica de integración de un refrigerador doméstico comercial de absorción Amoníaco-Agua con un sistema de concentración de energía solar del tipo paraboloide de revolución desarrollado por el INENCO - UNSa. En este artículo se presentan los primeros resultados experimentales obtenidos durante la caracterización del ciclo de trabajo de la heladera y sistema de concentración solar utilizados. Este trabajo forma parte de un proyecto financiado por el FONCyT (PICTO 13-18617) en el marco del Instituto para el Desarrollo de la Llanura Chaqueña, conformado por cuatro universidades; UNSa, UNSE, UNNE y UNAF.

REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

El fenómeno de absorción se basa en la capacidad que poseen determinadas sustancias en estado líquido para disolver cantidades relativamente importantes de gases de otras sustancias en condiciones de presión y temperatura específicas, proceso este que genera cierta cantidad de calor. El procedimiento inverso, desorción, requiere de un aporte de calor y en él se separa el gas del líquido en el que se encuentra disuelto, formando mezclas pobres. Estos dos efectos combinados son capaces de sustituir al compresor en un ciclo de refrigeración convencional por compresión de vapor dando lugar así al ciclo de absorción.

El ciclo Amoníaco-Agua posee características que lo hacen apropiado para su utilización con dispositivos de aprovechamiento de las energías renovables (solar o biomasa) como fuente de calor. En su forma original, el ciclo de absorción convencional, aun con un consumo muy débil, es dependiente de la energía mecánica (electricidad), ya que utiliza una bomba de líquidos para mantener la diferencia de presiones entre el lado del evaporador y condensador. Con el objetivo de realizar una máquina totalmente autónoma, los ingenieros suecos Carl Munters y A. von Platen, en 1928, concibieron el ciclo de absorción Server-Electrolux, cuya característica fundamental es que su único motor es el calor, en el cuál la sustancia refrigerante describe un ciclo sin emplear maquinaria que tenga partes móviles funcionando continuamente. Esta sustancia refrigerante es gas amoníaco liberado de una disolución acuosa y transportado de una parte a otra mediante una atmósfera de

* Becario de la ANPCyT - PICTO 13-18617

un gas inerte que en la mayoría de los casos es hidrógeno. La presión total, suma de las presiones parciales del amoníaco y del hidrógeno es constante en todos los puntos del sistema y por lo tanto no hay necesidad de ningún tipo de válvulas de expansión.

En el funcionamiento del frigorífico Servel-Electrolux hay tres circuitos completos distintos que funcionan simultáneamente (Fig.1-a) (Isaza, 2004). El ciclo usa como sustancia de trabajo tres compuestos formados por el refrigerante (amoníaco), el absorbente (agua) y el gas inerte (generalmente hidrógeno). El ciclo está compuesto por un absorbedor, evaporador, condensador, generador, rectificador y la bomba de burbujeo. La bomba de burbujeo produce el vapor de amoníaco y desplaza la solución pobre hacia el absorbedor. Agua amoniacal circula por el generador, la bomba de burbujeo y el absorbedor. El circuito del gas inerte involucra al evaporador, al absorbedor y un intercambiador de gases, la mezcla gaseosa de Amoníaco-Hidrógeno circula por este circuito de gas por el efecto de termosifón. En este modelo de funcionamiento se asume que el vapor de amoníaco presente en el sistema posee un contenido despreciable de agua así como el amoníaco en fase líquida posee un contenido de hidrógeno despreciable. El tanque de reserva en la base del absorbedor (Fig.1-b) contiene una solución de amoníaco cuya fracción másica es de ~30% (Kwan *et al.*, 1995; Isaza, 2004). Esta solución absorbente pobre (SAP) proviene del serpentín del absorbedor, por el cuál fluyen a contracorriente un flujo líquido descendiente de solución absorbente rica (SAR) de amoníaco-agua y una mezcla gaseosa de hidrógeno-amoníaco ascendente. Por vasos comunicantes la SAP del tanque del absorbedor alcanza la bomba de burbujeo pasando por el intercambiador de líquidos. En esta sección, se produce un recupero de calor que tiene como objetivo precalentar la SAP que ingresa al generador. La inyección de calor en la bomba produce la formación de burbujas de amoníaco que empujan el líquido hacia arriba a lo largo del estrecho tubo que conforma la bomba de burbujeo liberándose amoníaco de la SAP. Este es el corazón del sistema dado que mantiene la circulación de los líquidos en el ciclo. La fracción másica de la SAR resultante de este proceso de desorción es de ~15%. Esta solución alimenta a la parte superior del serpentín del absorbedor por vasos comunicantes. La temperatura del vapor de amoníaco producido en el generador es de ~180°C y el agua presente en el mismo condensa en el rectificador y retorna al generador por gravedad. El vapor de amoníaco condensa en el condensador cediendo calor al ambiente y el amoníaco líquido fluye al evaporador donde, la presencia del hidrógeno, hace que su presión parcial sea tal que permite su evaporación absorbiendo calor del interior del gabinete. De esta forma el vapor de amoníaco que deja el evaporador entra en contacto con la SAR en la parte superior del absorbedor cerrándose así el ciclo.

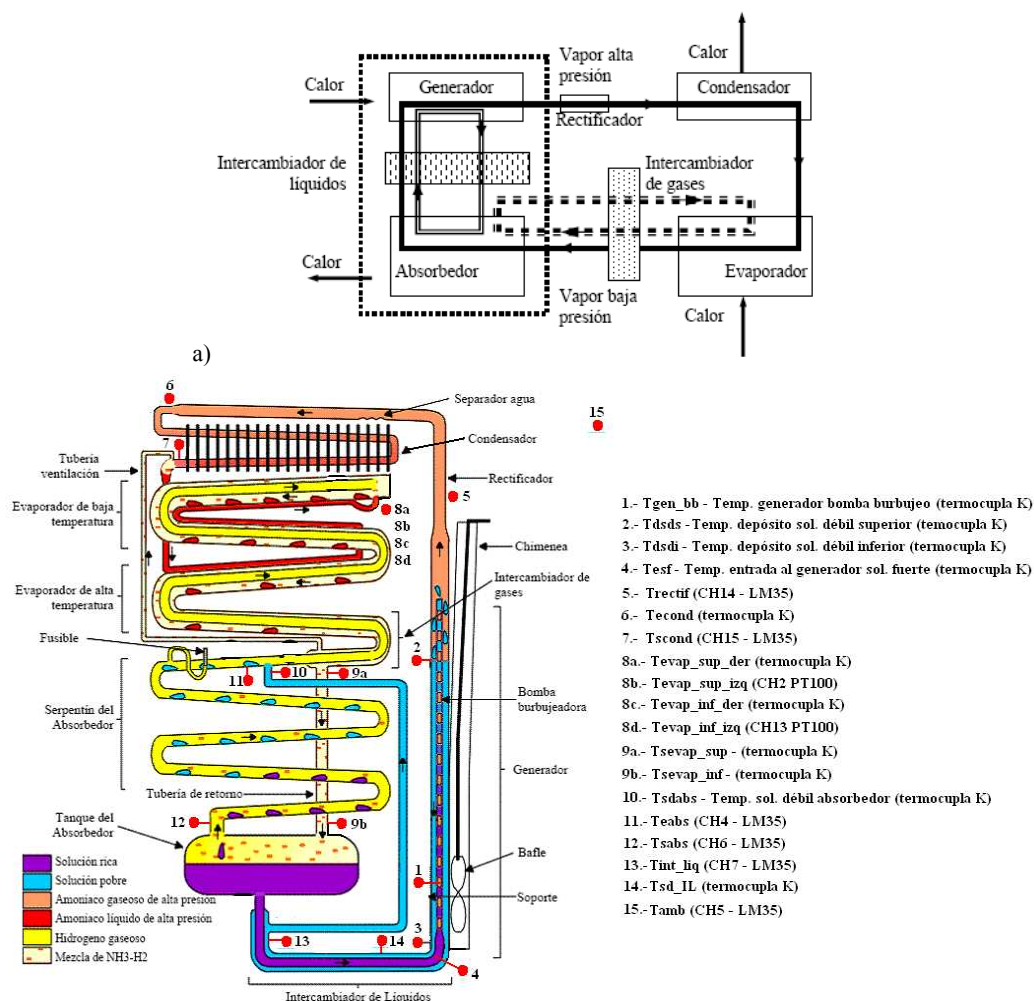


Figura 1. Componentes principales del ciclo Servel-Electrolux de absorción-difusión

MODELIZACIÓN DEL CICLO

El ciclo se modelizó utilizando un diagrama de componentes interconectados para analizar el flujo de energía y masa en cada uno según se detalla en la figura 2. Las temperaturas de entrada y salida de cada uno de los componentes se midió experimentalmente durante los ensayos. Los estados de la mezcla amoniacal en los diferentes puntos del circuito se determinaron utilizando las fórmulas de equilibrio vapor/líquido de la mezcla amoníaco-agua desarrolladas por Patec *et al.*, 1995. Debido a que el proveedor de la heladera no proporciona datos sobre la presión total de trabajo del ciclo ni las concentraciones de solución rica y pobre, estos parámetros se utilizaron como variables de ajuste en las fórmulas de equilibrio a fin de reproducir los datos experimentales. El algoritmo de cálculo se implementó en MathCad7.

A los efectos de la modelización y del cálculo del Coeficiente de Operación (COP) del ciclo, la potencia del evaporador es un parámetro importante de conocer. Durante la operación del ciclo, el evaporador debe extraer energía del interior de la heladera a un ritmo tal que compense como mínimo, en estado estacionario y con la heladera vacía, la ganancia de energía proveniente del ambiente. Esta ganancia puede ser evaluada conociendo las temperaturas en las superficies de las paredes interior y exterior del gabinete, el espesor de material aislante en la pared del gabinete y su conductividad térmica, mediante la siguiente expresión (Welty, 1978):

$$q_{pg} = -k_{pg} A_{lg} \frac{\Delta T_{pg}}{\Delta X_{pg}} \quad (1)$$

El COP se define en general como el cociente entre lo que se desea del sistema sobre lo que se le proporciona al mismo. Para un ciclo de refrigeración el objetivo es extraer calor de una región (Fig.2 - Q_e) con el fin de mantenerla a una misma temperatura y lo que se proporciona es trabajo (ciclo de compresión) o calor (ciclo de absorción). Para el caso particular del ciclo de absorción la fuente de calor puede ser variada; gas, eléctrica, solar, etc. El COP para un ciclo real de refrigeración se define entonces como:

$$COP_{real} = \frac{Q_e}{Q_{total}} \quad (2)$$

Donde la Q_{total} incluye las pérdidas que puedan existir en la fuente de calor.

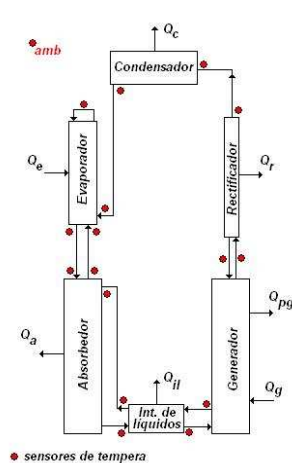


Figura 2.- Diagrama de componentes del modelo termodinámico

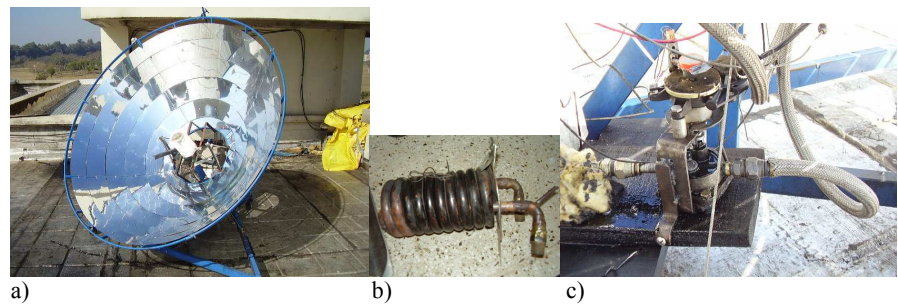


Figura 3.- a) Vista frontal del concentrador. b) serpentín captador. c) detalle de la bomba y conectores flexibles



Figura 4.- Foto de la heladera y detalle de componentes del ciclo



Figura 5.- Foto del conjunto generador – izquierda: calefactor eléctrico – derecha: quemador de gas

MATERIALES Y METODOS

Concentrador y sistema hidráulico: El desarrollo de concentradores solares como los utilizados en cocinas comunitarias (Cadena *et al.*, 2002, Saravia *et al.*, 2004) que pueden llegar a los 400 °C en su foco, hizo que estos colectores presenten una alternativa interesante para accionar heladeras basadas en un ciclo de absorción. La foto de la (Fig.3a) muestra el concentrador utilizado y la Tabla 1 detalla sus especificaciones técnicas. En su foco se colocó un serpentín de 7 vueltas en caño de cobre de 0.019 m de diámetro recubierto con una pintura negro mate para alta temperatura (Fig.3b). El serpentín se conectó a una bomba de engranaje y tanque de reserva por medio de caños flexibles de acero inoxidable de 0.019 m de diámetro (Fig.3c). La bomba se acopló a un motor de levanta vidrio de automóvil de 12V DC con su caja de reducción para su accionamiento. El consumo, medido durante los ensayos fué de 21 W. Se utilizó caño flexible de acero por las altas temperaturas del fluido caloportador y para permitir el libre movimiento angular zenital del concentrador alrededor de su eje de giro. Como fluido caloportador se utilizó aceite para transferencia térmica Cauquen I de la compañía Repsol YPF con intervalo de ebullición >400°C (según especificaciones del fabricante). La cantidad de aceite en el circuito fue de ~7 lt. A fin de regular el caudal se controló electrónicamente la velocidad del motor de la bomba mediante variación del ancho de pulso de la señal de alimentación, lográndose un intervalo de caudal de 11 a 60 lt/h. Previo a los ensayos se levantó la curva de calibración de caudal en función del número de vueltas del motor. Este parámetro se midió durante los ensayos mediante un contador de revoluciones acoplado al eje del motor. Para la medición de temperatura se utilizaron termocúpllas tipo K en directo contacto con el fluido del circuito hidráulico. Las temperaturas registradas fueron: temperatura ambiente, de entrada y salida del fluido al serpentín y la temperatura media del tanque de reserva. La radiación solar se midió con un solarímetro fotovoltaico fabricado por la CNEA de constante de calibración 3.2×10^{-6} V/W·m⁻².

Heladera: La Tabla 1. detalla las especificaciones técnicas dadas por el fabricante de la heladera empleada y en la Fig. 4 se aprecia una foto de la misma así como los componentes del ciclo según se observan en la foto de su parte posterior. Durante los ensayos la heladera se alimentó con 220V AC tomados directamente de la red. La fuente de calor del generador consiste en un calefactor resistivo con punto intermedio cuyos valores de resistencia son de 1 Ω y 173 Ω . Este calefactor está conectado al suministro de tensión a través de una llave selectora de forma tal que en 12V DC habilita la resistencia de 1 Ω y en 220V AC la de 173 Ω . A fin de estudiar la dependencia del ciclo con la potencia de alimentación, se reguló la tensión aplicada sobre el calefactor mediante un dimmer comercial y se monitoreó la repuesta del ciclo en un rango de potencias de alimentación en el intervalo de ~240 W a 100 W. Esta resistencia calefactora se aloja en un tubo de hierro sobre el que se encuentra soldado otro tubo de menor diámetro que conforma la bomba de burbujeo (Fig. 5 izquierda). Una de las características del equipo es que carece de cualquier tipo de regulación por lo que la resistencia trabaja a máxima potencia todo el tiempo no siendo este el caso en la modalidad de gas, cuya válvula reguladora de llama permite controlar la potencia calorífica suministrada al generador (Fig.5 derecha). Con el fin de levantar las curvas de operación de la heladera se distribuyeron sensores de temperatura cubriendo todos los puntos relevantes del ciclo según se muestra en las figura 1b (puntos rojos).

COMPONENTE	ESPECIFICACIONES		
Heladera Ciclo Amoniaco-Agua	Modelo TRIAL HG 60 Fabricante: BERCOMAR	Alto = 1.050 m Frente = 0.57 m Fondo = 0.67 m Capacidad = 150 lt.	Consumo (según fabricante) Gas = 380 gr./24 hs Potencia en 12 V = 120 W Temperatura de trabajo = ~ 120 °C
Colector Concentrador	Diámetro = 1.690 m	Área de Colección = ~2 m ²	Eficiencia (Saravia <i>et al.</i> , 2004) a 100 °C = 50% a 300 °C = 25%

Tabla 1.- Especificaciones técnicas de la heladera y el concentrador

Sistema de medición: Dado que para la heladera se debían muestrear 23 canales, se utilizaron dos módulos ADAM 4018M y un data logger Schlumberger modelo MAC 19 de origen Alemán. El registro de datos se realizó cada 15 min. y la descarga de los mismos a una PC se realizó a través del módulo conversor RS232 ADAM 4520 y en forma directa para el MAC 19. La potencia se midió mediante un watímetro marca Hioki 3131 con salida analógica conectado al MAC 19. En el esquema de la figura 1b se muestra la distribución de los sensores en el ciclo. Para el concentrador se utilizó un módulo ADAM 4018M configurado para registro de datos cada 3 min. En ambos casos, heladera y concentrador, se utilizaron termocúpllas tipo K y PT100 como sensores de temperatura, estas últimas conectadas al MAC 19.

RESULTADOS EXPERIMENTALES

La figura 6 presenta un ensayo con la heladera vacía apreciándose el proceso transitorio inicial y final con períodos de corte de energía. Se observa en la misma figura la evolución de algunas de las variables medidas: potencia eléctrica suministrada al calefactor (Q_e), temperatura ambiente (T_{amb}), temperatura del rectificador (T_{rectif}), temperatura del evaporador (T_{evap}) y temperatura media en el interior del gabinete (T_{av_IH}) para los 8 días de funcionamiento. T_{av_IH} se midió en el centro geométrico del volumen interior del gabinete. Durante el ensayo se varió Q_e desde un valor medio de ~250 W hasta ~105 W. Entre los fenómenos observables se pueden mencionar: a) T_{amb} se mantuvo en ~30°C durante el ensayo. b) Para potencias >240 W la temperatura de trabajo del ciclo de 121°C (T_{rectif}) se mantiene relativamente insensible a las variaciones en la potencia eléctrica indicando que se ha establecido el equilibrio en la velocidad de desorción en el generador. Por el contrario, para potencias <240 W, T_{rectif} se vuelve muy dependiente de las variaciones en la potencia indicando lo sensible que se vuelve la cinética del proceso de desorción con el calor inyectado. c) para Q_e < 115 W el ciclo sufre una degradación que hace que T_{evap} pase de -18.5°C a -10°C con el consecuente aumento de T_{av_IH} de 0°C a 7°C. d) La

periodicidad de las fluctuaciones observadas en la curva de potencia son consecuencia de las variaciones naturales diarias de la tensión de alimentación.

La figura 7 muestra un ensayo con el gabinete completamente cargado con botellas de PET conteniendo un total de 32 kg. de agua. Se aprecian fenómenos similares a los presentados en el caso anterior, pudiéndose mencionar, sin embargo, dos nuevas observaciones, a) el descenso de T_{amb} de 32°C a 27°C hace que T_{evap} y T_{av_IH} caigan alcanzando los -20°C y 0°C respectivamente (círculos rojos). Este hecho muestra la dependencia de las temperaturas interiores con las condiciones ambientes y por ende con la aislación térmica del gabinete. Esta dependencia se evidencia aún mas cuanto menor es la potencia suministrada al generador. Así, para $Q_e \sim 160W$ se observa como T_{evap} reproduce las fluctuaciones de T_{amb} mientras T_{av_IH} y T_{cong} se mantienen en 5°C y -1°C respectivamente (círculo azul). b) Ante una reducción de Q_e de ~45% (a ~ 137 W) el ciclo comienza a perder eficiencia con T_{av_IH} ascendiendo a 7°C, temperatura que para el ensayo anterior se obtuvo con potencias alrededor de 105W debido a la falta de carga térmica en el interior del gabinete.

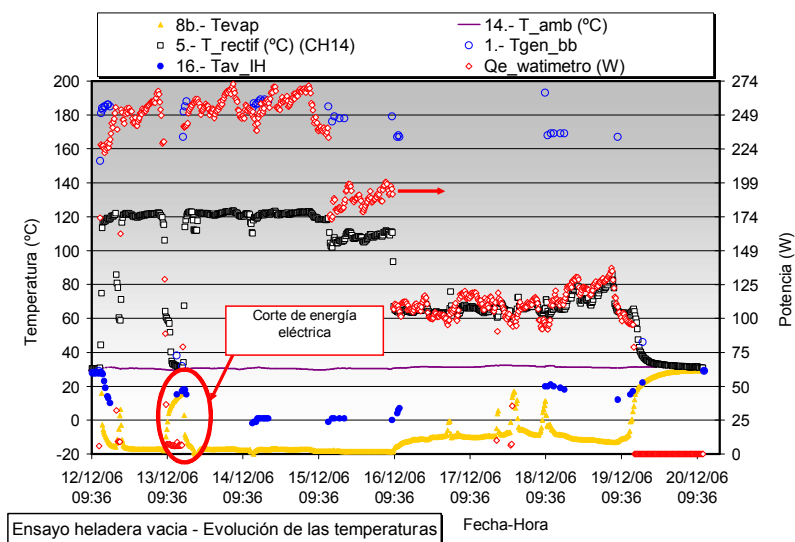


Figura 6.- Evolución de variables relevantes. Ensayo diciembre 2006

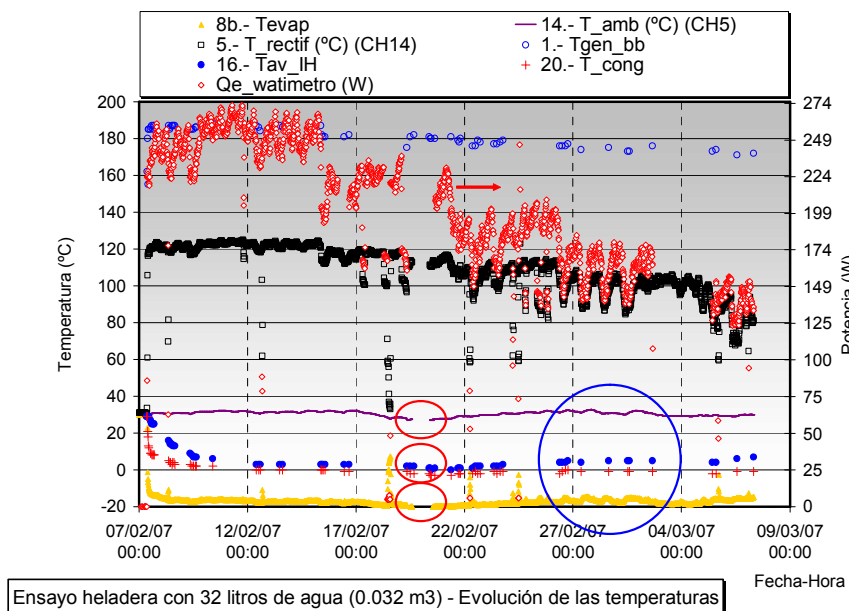


Figura 7.- Evolución de variables relevantes. Ensayo febrero 2007

En la figura 8 se muestran los resultados de un ensayo realizado durante el invierno con T_{amb} media de ~18°C. Se aprecia que el ciclo trabaja mas eficientemente debido al menor aporte de calor por parte del ambiente con T_{evap} , T_{cong} y T_{av_IH} manteniéndose en -23°C, -10°C y -5°C respectivamente a lo largo de casi todo el ensayo. Como efecto relacionado, se aprecia que T_{rectif} se sitúa en el orden de los 100°C y menores y que aún con una reducción de un ~40% en Q_e (a ~140W) el ciclo se mantiene estable comenzando a degradarse a partir de $Q_e \sim 103W$. En todos los ensayos, T_{gen_bb} , que mide la temperatura de la bomba de burbujeo, se mantuvo por encima de los 175°C, excepto a potencias para las cuales el ciclo comienza a

colapsar cayendo a niveles $<170^{\circ}\text{C}$. En la determinación del COP la potencia del evaporador se determinó a partir de datos experimentales tanto para el caso de gabinete vacío como lleno, obteniéndose un valor de $Q_e = 36.7 \text{ W}$. De esta forma, el valor promedio obtenido para el COP_{real} a partir de los datos experimentales es de 0.18. Para la modelización el mejor ajuste entre los valores de las variables de estado experimentales y predichas por el modelo se obtuvo para una presión de trabajo del ciclo de 25 bar y concentraciones de solución rica y pobre de 30% y 15%. Estos valores están en concordancia con lo reportado en la literatura por diferentes autores (Kwang *et al.*, 1995; Patec *et al.*, 1995; Isaza, 2004). La figura 9 muestra la comparación entre el COP experimental y el predicho por la modelización termodinámica del ciclo. Cada punto de la figura 9 representa un estado instantáneo del ciclo. Las diferencias pueden deberse a errores experimentales ya que las temperaturas se miden en el exterior de los conductos del circuito frigorífico. Las mayores desviaciones observadas a partir de la serie de datos 37 pueden originarse en que los estados experimentales de la mezcla amoníaco-agua caen fuera del rango de validez de las curvas termodinámicas utilizadas en el modelo. Similarmente, en la Figura 10 se exponen las potencias de alimentación del ciclo (P_{exp} - P_{teor} , calculada - P_{teor} y efectiva aplicada al generador - P_{gen}), apreciándose nuevamente el buen ajuste entre los datos experimentales y los predichos por el modelo.

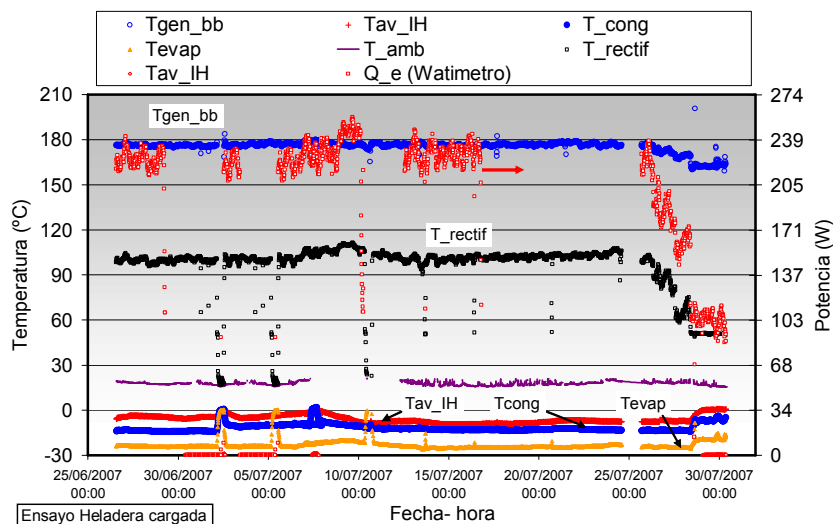


Figura 8.- Evolución de variables relevantes. Ensayo junio- julio 2007

Respecto del concentrador, las figuras 11 y 12 muestran los resultados de ensayos realizados durante febrero y agosto 2007 respectivamente. El ensayo de la Fig.11 se llevó a cabo con un caudal de trabajo de 9.5 lt/h y a pesar de no haberse completado por problemas técnicos, se alcanzó una T_{salida} máxima de 262°C con una eficiencia de 33%. A partir de $T_{\text{salida}} > 193^{\circ}\text{C}$ la potencia útil se ubicó por encima de los 400 W indicando que el sistema tiene la capacidad para proveer suficiente potencia y temperatura para energizar el ciclo frigorífico. En el ensayo de la Fig.11, el caudal fue de 11.5 l/h y el comportamiento general similar al caso anterior. En el círculo rojo se indica la caída de T_{salida} como consecuencia de la falta de seguimiento continuo al sol. Esto se explica en el hecho que el concentrador utilizado fue diseñado originalmente para operar con un horno receptor en su foco de forma cúbica de $0.4 \times 0.4 \text{ m}$ de lado, lo que permite corregir su orientación cada $\sim 40 \text{ min}$. sin apreciable modificación en las temperaturas de trabajo. En contraposición, la forma cilíndrica del receptor utilizado en nuestro caso y sus dimensiones, largo = 0.25 m - diámetro = 0.13 m, lo hacen muy sensible a la pérdida de foco tal que se deba reorientar cada 5 min. como máximo, a fin de mantener un régimen estable de temperaturas. Los resultados muestran además que el sistema tiene la capacidad de suministrar la temperatura y potencia requeridas para energizar el ciclo. Durante el ensayo la eficiencia promedio fue de $\sim 30\%$ con picos de hasta casi 46%.

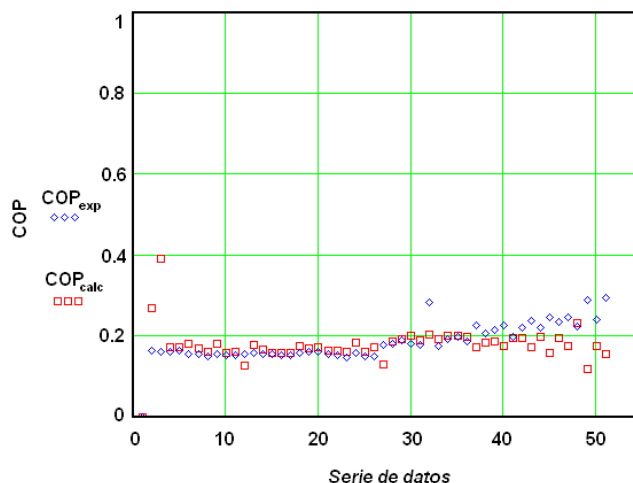


Figura 9.- Comparación de COP experimental y calculado con el modelo termodinámico.

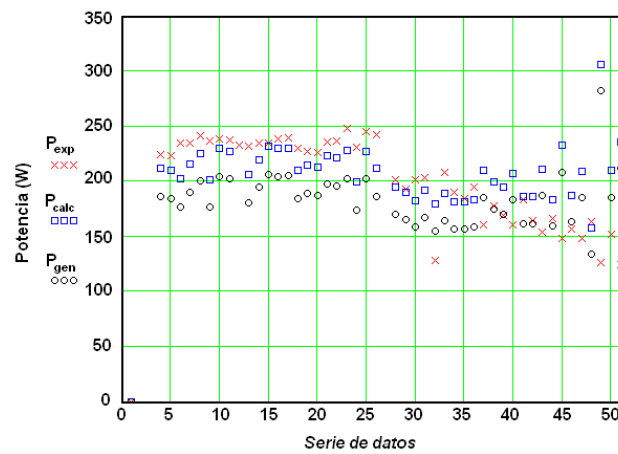


Figura 10.- Comparación de potencias: experimental (rojo), calculada (azul), efectiva en el generador (negro).

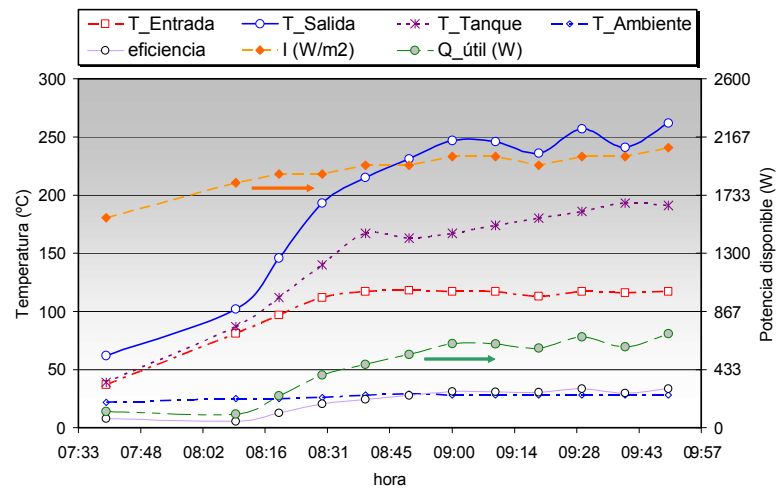


Figura 11.- Evolución de variables durante ensayo de concentración – febrero 2007

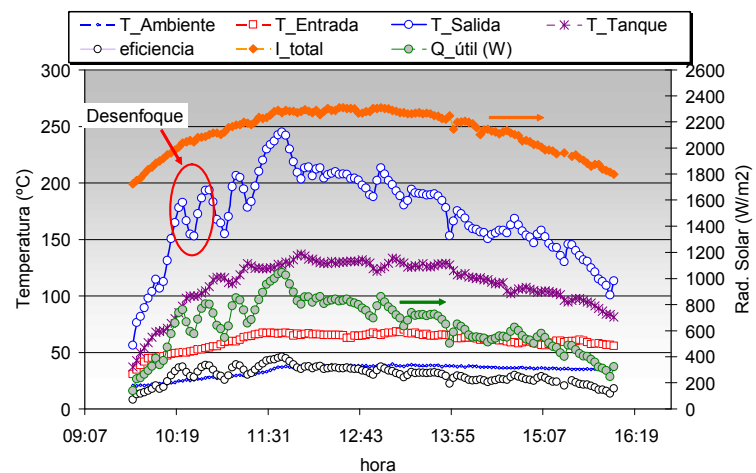


Figura 12.-Evolución de variables durante ensayo de concentración - Agosto 2007

CONCLUSIONES

Se determinó que la potencia mínima de trabajo del ciclo es de ~120W en concordancia con lo reportado por el fabricante. Se verificó que el ciclo se mantiene activo hasta con reducción en la potencia de alimentación del orden de ~40%.

Se verificó que las temperaturas en el interior del gabinete son muy dependientes de la temperatura ambiente, observándose un descenso a -5°C en T_{av_IH} para una caída de 14°C en T_{amb} .

El ajuste del modelo termodinámico del ciclo con los valores medidos experimentalmente permitieron determinar una presión de trabajo para el ciclo 25 bar y concentraciones rica y pobre de la solución amoniaca de 30% y 15 % respectivamente.

La determinación del COP_{real} a partir de datos experimentales y por el modelo termodinámico muestran una buena correlación entre ambos métodos con un valor promedio de ~0.18.

Se verificó que el concentrador tiene la capacidad de proporcionar tanto la potencia como la temperatura requeridas por el ciclo para su funcionamiento.

La sensibilidad de T_{salida} con el enfoque indica que se debe mejorar el sistema de seguimiento del concentrador a fin de lograr estabilidad en el funcionamiento del ciclo.

Se determinó que, en promedio, la eficiencia del sistema de concentración es del orden de 30% para las condiciones de trabajo ensayadas.

NOMENCLATURA

q_{pg} = flujo de calor a través de la pared del gabinete
 k_{pg} = conductividad térmica del material aislante de la pared del gabinete
 ΔT_{pg} = diferencia de temperatura entre la pared interior y exterior del gabinete
 ΔX_{pg} = espesor de la pared del gabinete
 COP = Coeficiente de operación
 Q_e = Ritmo de variación de la energía extraída por el evaporador
 Q_{total} = Ritmo de variación de la energía suministrada total

REFERENCIAS

- 1 - http://www.ggw.org/~cac/IcyBall/crosley_icyball.html
 - 2.- <http://www.motherearthnews.com/menarch/archive/issues/035/035-114-01.htm>
- Esquivel O., Busso A., Sogari N, Franco J. (2006). Refrigeración Solar Mediante Ciclo De Amoniac-Agua Acoplado A Un Concentrador Solar. Avances en Energía Renovable y Medio Ambiente. Vol.10. pp.01-04.
- Isaza C. A. R. (2004). Integración De Un Refrigerador Por Absorción Doméstico A Un Sistema De Energía Solar. Jornadas Iberoamericanas sobre el Enfriamiento Solar: Tecnologías para el Desarrollo Económico y Social de la Región Iberoamericana. www.riraas.net/documentacion/CD_09/CONFERENCIAS/Conferencia%20Isaza%203.pdf
- Cadena, C., Saravia, L., Echazú R., (2002). Transferencia de Calor y Curvas de Calentamiento para Absorbedores de Aluminio empleados en Cocinas Solares. Avances en Energía Renovable y Medio Ambiente. Vol. 6, N° 1, pp. 03.07-03.11.
- Gaia R., Bessone H., Cortés A., (1999). Energía Solar para Refrigeración Doméstica. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 3 N° 1. pp. 03.17-03.20.
- Kwan J. K., Zoujun S., Jie C., Keith E. H., (1995). Hotel Room Air Conditioner Design Based on the Diffusion-Absorption Cycle. Dessicant and Absorption Cooling. ASHRAE Technical Data Bulletin. Vol. 11, No. 2, pp. 47-58.
- Patec J., Klomfar J., (1995). Simple Functions for fast Calculation of Selected Thermodynamic Properties of Ammonia-Water System. Int. J. Refrig. Vol. 18. No. 4, pp. 228-234.
- Saravia L., Cadena C., Caso R., Fernández R, (2004). Concentrador De Distancia Focal Corta Para Cocinas Comunes. Avances en Energías Renovables y Medio Ambiente. Vol. 8, N° 1.
- Welty J., (1978). Transferencia de Calor Aplicada a la Ingeniería. Editorial Limusa.

ABSTRACT: The feasibility of integrating a solar concentrator collector (CPC) and a refrigerator driven by an ammonia-water absorption cooling cycle is experimentally evaluated in this work. A minimum operating power of 120 W was experimentally determined in agreement with the value reported by the manufacturer. Accordingly, it was established that the cycle remains operational even under a supply power drop of up to 40%. The dependence of the temperature inside the refrigerator with ambient temperature was assessed as well. The values of 0.16 and 0.18 for the experimental and simulated COP are in close agreement indicating the validity of the theoretical model employed. With regard to the CPC it was verified that the system is capable of supplying the power and temperature required for the cycle to operate. The response of the CPC system was found to be sensitive to proper focusing with maximum refocusing time 5 min. The average experimental efficiency was established to be ~30%.

Key words: solar refrigeration, food preservation, solar concentrator, ammonia-water cooling cycle.

AGRADECIMIENTOS:

Los autores agradecen al FONCyT por el financiamiento del presente proyecto a través del PICTO 13-18617